

内压、弯扭耦合载荷下连续管疲劳寿命评估

周浩, 刘少胡, 管锋

(长江大学机械工程学院, 湖北 荆州 434023)

摘要: 针对连续管在作业中易出现疲劳失效等问题, 进行了连续管在内压、弯扭耦合加载下疲劳寿命评估。首先分析了耦合加载下连续管低周疲劳失效机理, 基于 Brown-Miller 疲劳寿命模型建立了连续管疲劳寿命数值计算模型, 开展了内压和弯曲加载下连续管疲劳实验, 实验结果证实该数值模型是可行的。计算了内压和弯曲耦合加载下连续管低周疲劳寿命, 以及内压和弯扭耦合加载下连续管低周疲劳寿命。计算结果表明, 连续管最大塑性应变和疲劳敏感区出现在轴向拉伸面和压缩面, 与现场连续管失效情况是一致的。通过计算得到了连续管安全服役的临界扭矩值和内压值。

关键词: 连续管; 扭矩; 塑性变形; 疲劳寿命; 耦合载荷

中图分类号: TE925

文献标识码: A

相对于使用常规螺纹连接管杆柱而言, 连续管能够大幅度节省作业时间和作业成本, 已成为油气田开采装备中非常重要的组成部分, 被广泛应用于钻井、完井、测井、修井等作业中, 因此被誉为“万能作业设备”^[1-3]。

连续管在井下钻磨桥塞等作业时, 承受动力钻具反扭矩和内压载荷, 在每次起升下放作业中都要经历6次拉直-弯曲塑性变形, 承受弯曲、扭矩和内压载荷^[4-6]。内压、弯曲载荷、扭矩载荷耦合作用易引起连续管疲劳并产生微裂纹, 微裂纹发生扩展至穿透管壁, 使连续管失效。因此, 非常有必要开展连续管在内压、弯扭耦合载荷下的疲劳寿命研究, 正确有效地预测连续管的疲劳寿命情况。

目前, 我国对连续管累积损伤量还没有十分有效的理论计算模型和无损检测方法。国内外学者对连续管疲劳失效进行研究, 例如: Newman 等^[7-8]根据疲劳损伤的 Miner 线性累积理论建立了寿命估计模型; Avakov 等^[9]以等效应变为主应变的失效准则建立了疲劳寿命预测模型; 王优强^[10]、何春生^[11]和李子丰^[12]等通过理论或实验, 对疲劳寿命进行研究。研究工作主要集中在内压和弯曲载荷两种载荷对疲劳性能的影响, 而且大多针对应力、应变与载荷的关系, 很少涉及循环次数与载荷的关系。本研究主要探讨内压、弯曲载荷和扭矩载荷3种载荷耦合作用对连续管疲劳寿命的影响。

1 耦合载荷下连续管低周疲劳失效机理

下放和起升过程中, 连续管在滚筒、导向器、注入头之间承受弯直循环载荷, 连续管不断地发生弯直变形, 如图1所示, 1(弯)-2(直)-3(弯)-4(直)-5(弯)-6(直)-7(弯)。连续管工作一个行程发生6次弯直, 不断的弯直导致连续管低周疲劳失效^[13]。作业时连续管内充满高压循环液体, 同时连续管在动力钻具的作用下承受反扭矩, 内压、扭矩载荷耦合易引起连续管疲劳失效, 如图1中A处所示。

* 收稿日期: 2018-08-08; 修回日期: 2018-08-21

基金项目: 国家自然科学基金(51604039); 长江大学长江青年科技创新团队基金(2016CQT01); 长江大学青年基金(2015CQN44)

作者简介: 周浩(1995—), 男, 硕士研究生, 主要从事连续管装备研究. E-mail: zhjs0210@126.com

通信作者: 刘少胡(1984—), 男, 博士, 副教授, 主要从事连续管疲劳寿命评估研究. E-mail: liushaoh@126.com

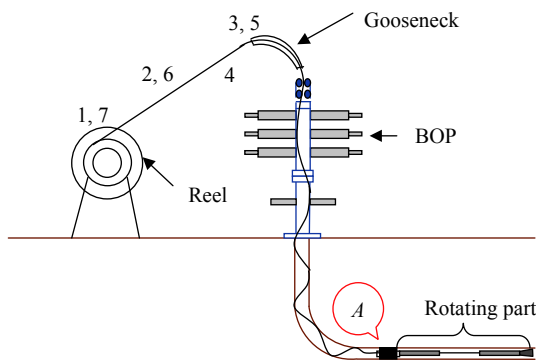


图1 连续管作业示意图

Fig. 1 Operation diagram of coiled tube

Brown-Miller 应变-寿命方程为

$$\frac{\gamma_{\max}}{2} + \frac{\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (3)$$

考虑平均应力的影响,利用 Morrow 平均应力准则进行修正,修正后应变-寿命公式为

$$\frac{\gamma_{\max}}{2} + \frac{\varepsilon_n}{2} = 1.65 \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + 1.75 \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (4)$$

式中: $\gamma_{\max}$ 和 ε_n 为剪应变和正应变, σ'_f 为疲劳强度系数, ε'_f 为疲劳延性系数, b 为疲劳强度指数, f 为疲劳延性指数, σ_m 为平均应力, E 为弹性模量。

基于上述疲劳分析理论,采用 FE-SAFE 疲劳分析软件对耦合载荷下连续管疲劳寿命进行研究,疲劳寿命分析流程如图2所示。

2.2 疲劳寿命数值模型

以外径 60.325 mm 连续管为研究对象,连续管长度为 1.2 m,壁厚为 4.775 mm,建立带压作业时连续管的循环弯曲和扭转三维有限元模型,研究弯曲载荷、内压载荷和扭矩载荷耦合作用对疲劳寿命的影响。连续管材料参数如表1所示^[16-17]。

利用 ABAQUS 软件建立连续管低周疲劳有限元模型,如图3所示,该模型包括挠曲模、矫直模、连续管。连续管一端固定,另一端施加扭矩和弯曲载荷,弯曲通过位移加载实现,连续管在挠曲模和矫直模之间进行弯直循环。挠曲模和矫直模材料为普通结构钢,并将两个模施加固定约束。连续管与两个模板的接触选择实体的面接触,接触类型为无摩擦接触,求解方程选择纯罚函数法。采用 C3D8R 单元划分网格,网格数目为 186250。

将 ABAQUS 计算结果导入 FE-SAFE 疲劳分析软件,在该软件定义载荷历程,表面粗糙度设置为 0.25,材料属性如表1所示,选用修正的 Brown-Miller 疲劳寿命模型。通过材料属性参数自动生成材料 ε - N 曲线,然后将 ABAQUS 的结果文件与 ε - N 曲线进行对比,从而得出疲劳循环次

2 疲劳寿命模型建立

2.1 疲劳寿命理论模型

采用修正的 Brown-Miller 疲劳寿命理论模型^[14-15]。设最大剪应变 $\gamma_{\max} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3$, 最大正应变 $\varepsilon_n = (\varepsilon_1 + \varepsilon_3)/2$, 单轴平面应变中, $\varepsilon_2 = -\nu\varepsilon_1$, $\varepsilon_3 = -\nu\varepsilon_1$, 则

$$\gamma_{\max} = \varepsilon_1 - \varepsilon_3 = (1+\nu)\varepsilon_1 \quad (1)$$

$$\varepsilon_n = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_3}{2} = \frac{(1-\nu)\varepsilon_1}{2} \quad (2)$$

式中: ν 为泊松比, ε_1 、 ε_2 和 ε_3 分别为第 1、第 2 和第 3 主应变。

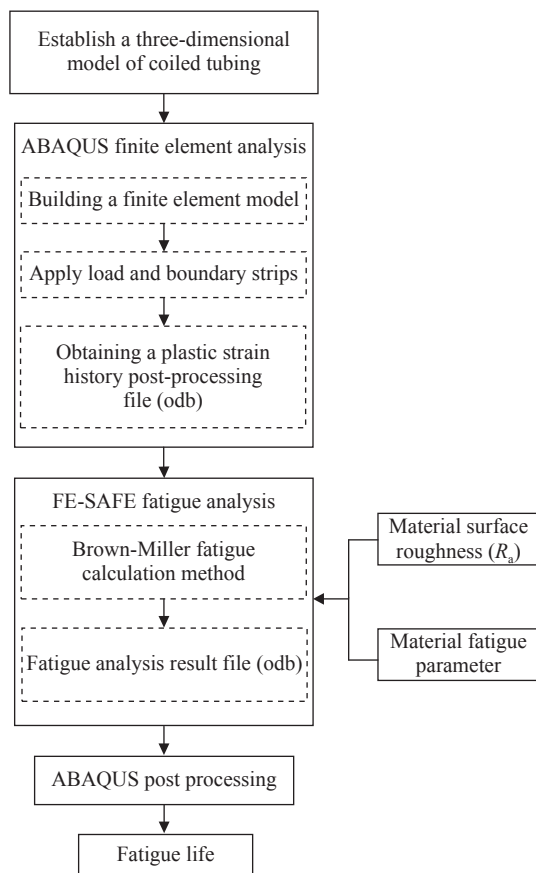


图2 疲劳寿命计算流程

Fig. 2 Fatigue life calculation flow chart

数。如图 4 所示,连续管疲劳循环次数为 198,疲劳敏感区出现在连续管弯直过程受拉面和受压面,与现场连续管易疲劳位置相吻合,证实了数值模型的可行性。

表 1 连续管材料属性和参数^[16-17]

Table 1 Material properties and coiled tube parameters^[16-17]

Material type	Outer diameter/mm	Wall thickness/mm	Elastic modulus/MPa	Poisson's ratio
CT-800	60.325	4.775	210 000	0.3
Yield stress/MPa	Cyclic strain hardening coefficient/MPa	Cyclic strain hardening index	Section shrinkage/%	
552	785	0.1	58.18	

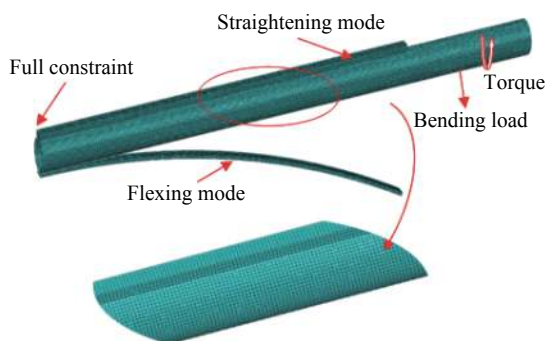


图 3 连续管有限元模型

Fig. 3 Finite element model of coiled tube

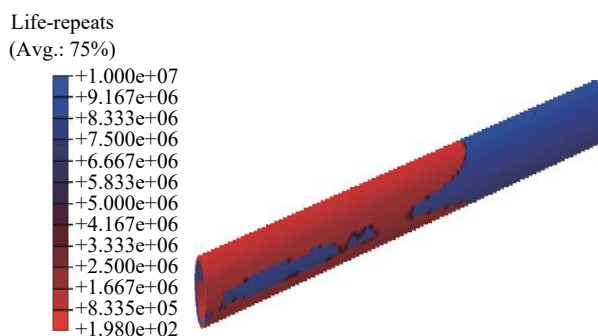


图 4 连续管疲劳寿命云图

Fig. 4 Fatigue life distribution map on coiled tube

3 弯曲和内压共同作用下连续管低周疲劳寿命

3.1 数值计算连续管低周疲劳寿命

连续管在每次起下作业中都要承受 6 次弯直和内压载荷,本研究采用有限元方法研究连续管在内压和循环弯曲复合载荷作用下的疲劳寿命。通过对连续管在不同内压下的循环弯曲的分析,可以得出带压循环弯曲时,连续管的 Mises 应力-应变云图和疲劳寿命云图。内压为 30 MPa、弯曲半径为 2108 mm 时的等效塑性应变云图如图 5 所示,疲劳循环次数云图如图 6 所示。

分析不同内压下连续管塑性应变云图和疲劳寿命云图,得出如下结果:连续管在整个循环弯曲过程中,最大塑性应变出现在因弯曲引起的轴向拉伸面和压缩面,而两侧面产生的塑性应变相对较小,所以弯曲引起的轴向拉伸面和压缩面最先失效,且最大应力应变区域在连续管固定端开始约 2/3 连续管位置,与疲劳寿命结果云图一致。

图 6 为循环次数随着内压变化曲线图,在不同的滚筒半径 R 下,随着连续管内压的增加,连续管弯曲疲劳循环次数近似线性降低,滚筒半径

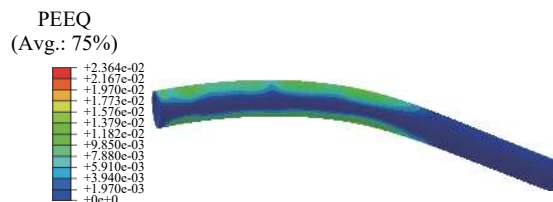


图 5 连续管低周疲劳塑性应变云图

Fig. 5 Low-cycle fatigue plastic strain distribution map on coiled tube

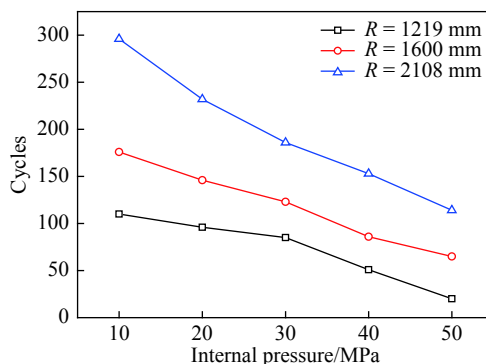


图 6 弯曲和内压对疲劳寿命的影响

Fig. 6 Effects of bending and internal pressure on fatigue life

为 2108 mm 时, 内压为 10 MPa 时连续管疲劳循环次数约为 300, 而内压为 50 MPa 时连续管疲劳循环次数降为 125, 疲劳寿命降低了约 58.3%, 由此得出内压加速了连续管的疲劳失效。从图 6 也可以看出, 滚筒半径对连续管疲劳寿命的影响较大, 所以建议在允许的情况下, 选用较大直径的滚筒。

3.2 实验研究连续管低周疲劳寿命

目前, 国内的连续管疲劳试验机只能进行带压弯曲疲劳实验, 暂时较难开展内压、弯扭耦合载荷下的连续管疲劳实验, 所以进行了内压影响下连续管疲劳寿命研究, 以期对有限元分析结果进行定性的验证。

利用外径为 60.325 mm 的连续管进行实验研究, 实验用连续管的长度约为 1.4 m。如图 7 所示, 挠曲模半径为 1219 mm, 实验试样一端密封, 另一端与增压设备连接。两端密封的连续管试样被安装在疲劳试验机上。实验过程如下: 增压器向管子里面注水, 当管子里注满水后, 泄压阀被打开, 随后增压器开始对试样打压直到压力达到预定值。打压后液压缸驱动连续管可动端在挠曲模和直模间做往复运动直到连续管试样疲劳失效, LCD 显示器自动地记录和显示连续管弯曲循环次数。

连续管内压在 0~50 MPa 时, 分别测试了连续管试样的疲劳寿命。实验结果如图 8 所示, 实验结果与数值计算结果趋势是相吻合的, 实验结果证实了有限元计算结果是可行性的。对比结果得出, 最小相对误差为 7%, 最大相对误差为 25%, 此误差在工程中是可以被接受的。

4 内压、弯扭耦合作用下连续管低周疲劳寿命

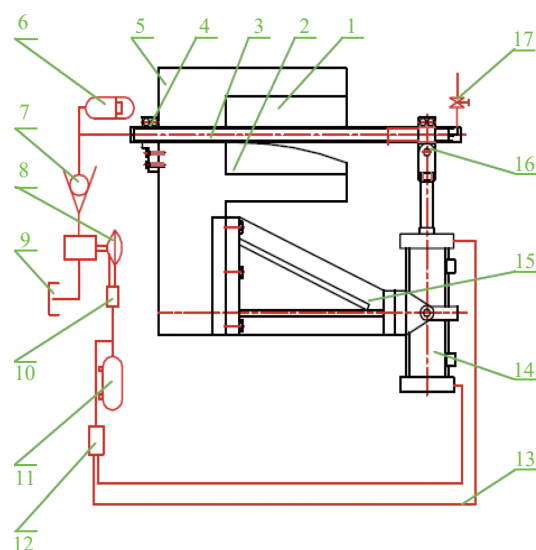
4.1 有限元模型验证

为了验证连续管低周疲劳寿命有限元模型的正确性, 以文献 [18] 中的实验模型为研究对象, 模型参数为: 管长 1200 mm, 弯曲半径为 2108 mm, 直径为 60.325 mm, 壁厚为 4.775 mm。以文献 [18] 中的实验结果验证数值计算结果, 表 2 为有限元值与实验值对比。由对比结果可知, 最大相对误差为 13%, 该误差在工程中是可以被接受的, 由此证实该模型是可行的。

表 2 有限元模拟值与实验值对比

Table 2 Comparison of finite element simulation results and experimental results

Internal pressure/MPa	Experimental value/N	Finite element value/N	Error/%
65	50	45	10
65	49	45	8
65	52	45	13



1. Straight mode; 2. Flexing mode; 3. Sample; 4. Fixtures; 5. Base; 6. Accumulator; 7. Check valve; 8. Supercharger; 9. Liquid pool; 10. Air valve; 11. Micro air compressor; 12. Valve; 13. Connecting pipe; 14. Cylinder; 15. Support; 16. Active connector; 17. Pressure relief valve

图 7 连续管疲劳测试装置示意图

Fig. 7 Schematic diagram of coiled tube fatigue test device

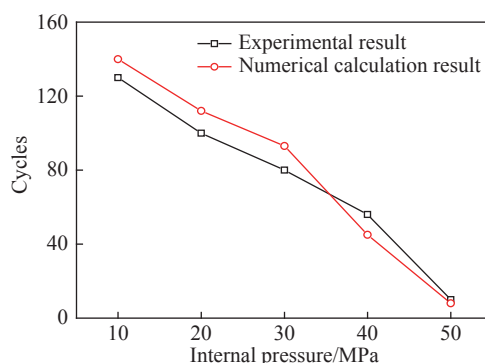


图 8 实验结果与数值计算结果对比

Fig. 8 Comparison of experimental results with numerical simulation results

4.2 扭矩、弯曲作用下连续管低周疲劳寿命

内压为 30 MPa 时, 不同弯曲半径下, 扭矩对连续管疲劳循环次数的影响如图 9 所示。在内压和弯扭载荷耦合作用下, 连续管疲劳循环次数随着扭矩的增加依次减小。扭矩为 0~2000 N·m 时, 连续管疲劳循环次数受扭矩变化的影响相对较小。扭矩在 2000~5000 N·m 时, 疲劳循环次数受扭矩的影响相对较大。滚筒半径为 1219 mm 时: 扭矩为零时连续管疲劳循环次数约为 100, 而扭矩为 5000 N·m 时连续管疲劳循环次数降为 40, 疲劳寿命降低了约 60%。从图 9 也可看出, 弯曲半径越小, 扭矩对连续管疲劳寿命的影响越明显。

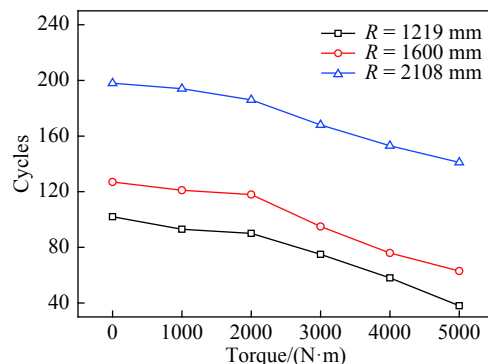


图 9 弯扭内压耦合载荷下扭矩对疲劳循环次数的影响

Fig. 9 Effect of torque on fatigue cycle number under the coupled load of moment, torque and internal pressure

4.3 内压、扭矩作用下连续管低周疲劳寿命

连续管在钻井或钻磨桥塞时, 动力钻具顶部产生的反扭矩易引起连续管疲劳失效, 甚至扭断。内压和扭矩耦合作用时, 连续管的疲劳循环次数如表 3 所示。由表 3 可知, 扭矩在理论安全标准范围内, 扭矩对连续管的疲劳寿命影响较小。无内压时, 循环次数下降的临界值大约在 6400~6800 N·m; 内压为 30~60 MPa 时, 循环次数下降的临界值大约在 5800~6000 N·m。数值计算结果均小于《连续管工程技术手册》给出的屈服扭矩 (6839 N·m)^[19-20], 进一步证实该临界值是相对准确的。内压大于 30 MPa 会急剧加速连续管疲劳失效。扭矩超过临界扭矩时, 循环次数随着扭矩的小幅增大急剧下降。由此得出, 连续管在小于临界扭矩的工况下使用是安全可行的。

表 3 内压、扭矩对连续管疲劳寿命的影响

Table 3 Influence of internal pressure and torque on fatigue life of coiled tube

Torque/(N·m)	Fatigue life			Torque/(N·m)	Fatigue life		
	0 MPa	30 MPa	60 MPa		0 MPa	30 MPa	60 MPa
1000	>10 ⁷	>10 ⁷	>10 ⁷	7300	8650	352	
4000	>10 ⁷	>10 ⁷	>10 ⁷	7400	2090	280	
5500	>10 ⁷	>10 ⁷	>10 ⁷	7420	745	234	
5800	>10 ⁷	≥10 ⁷	≥10 ⁷	7450	349	196	
6000	>10 ⁷	1331	111	7480	238	145	
6200	>10 ⁷	856	38	7500	179	122	
6400	≥10 ⁷	623	1	7700	18		
6800	36 890	408					

5 结论与建议

(1) 连续管最大塑性应变和疲劳敏感区出现在轴向拉伸面和压缩面, 与现场连续管失效情况是一致的, 且实验结果证实了有限元计算结果是可行的。在弯曲载荷与内压耦合加载下, 随着内压的增加, 连续管疲劳寿命相应的降低。

(2) 在内压、弯扭耦合加载下, 现有实验结果证实数值计算模型是可行的, 扭矩增大时, 连续管疲劳寿命降低较快。通过计算得到了连续管安全服役的临界扭矩值。

参考文献:

- [1] GHOBADI M, MUZYCHKA Y S. Pressure drop in mini-scale coiled tubing [J]. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2014, 57: 57–64.
- [2] 袁发勇, 马卫国. 连续管水平井工程技术 [M]. 北京: 科学出版社, 2018: 1–19.
YUAN F Y, MA W G. Coiled tubing engineering technology in horizontal wells [M]. Beijing: Science Press, 2018: 1–19.
- [3] ISHAK J. Numerical evaluation of cyclic strains in physically small defects in coiled tubing [D]. Tulsa, OK: The University of Tulsa, 2016: 1–9.
- [4] OYEDOKUN O, SCHUBERT J. Extending the reach of coiled tubing in directional wells with downhole motors [C]//SPE/ICoTA Coiled Tubing and Well Intervention Conference & Exhibition. Woodlands, TX, 2014.
- [5] TIPTON S M, CARLSON G H, SOREM J R. Fatigue integrity analysis of rotating coiled tubing [C]//SPE/ICoTA Coiled Tubing and Well Intervention Conference and Exhibition. Woodlands, TX, 2006.
- [6] 毕宗岳, 张晓峰, 张万鹏. 连续管疲劳寿命试验研究 [J]. *焊管*, 2012, 35(6): 5–8.
BI Z Y, ZHANG X F, ZHANG W P. Research on fatigue life test of coiled tubing [J]. *Welded Pipe*, 2012, 35(6): 5–8.
- [7] NEWMAN K R, NEWBURN D A. Coiled-tubing-life modeling: SPE22820 [R]. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers, 1991.
- [8] NEWMAN K R. Determining the working life of a coiled tubing string [J]. *Offshore Incorporating Oilman*, 1991, 51(12): 31–36.
- [9] AVAKOV V A, MARTIN J. Large coiled tubing fatigue life [C]//SPE/ICoTA North American Coiled Tubing Roundtable. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers, 1997.
- [10] 王优强, 张嗣伟, 方爱国. 连续管的失效形式与原因概述 [J]. *石油矿场机械*, 1999, 28(4): 15–18.
WANG Y Q, ZHANG S W, FANG A G. Overview of failure modes and causes of coiled tubing [J]. *Oil Field Equipment*, 1999, 28(4): 15–18.
- [11] 何春生. 连续油管低周疲劳寿命预测及屈曲分析方法研究 [D]. 大庆: 东北石油大学, 2014: 17–47.
HE C S. The prediction of low cycle fatigue life and study of buckling analysis method for coiled tubing [D]. Daqing: Northeast Petroleum University, 2014: 17–47.
- [12] 李子丰, 李雪娇, 王鹏. 预弯曲连续油管及其疲劳寿命预测 [J]. *石油学报*, 2012, 33(4): 706–710.
LI Z F, LI X J, WANG P. Pre-bending coiled tubing and its fatigue life prediction [J]. *Acta Petrolei Sinica*, 2012, 33(4): 706–710.
- [13] LIU S H, XIAO H, GUAN F, et al. Coiled tubing failure analysis and ultimate bearing capacity under multi-group load [J]. *Engineering Failure Analysis*, 2017, 79(9): 803–811.
- [14] 尚德广, 王德俊. 多轴疲劳强度 [M]. 北京: 科学出版社, 2007: 118–128.
SHANG D G, WANG D J. Multiaxial fatigue strength [M]. Beijing: Science Press, 2007: 118–128.
- [15] 林腾蛟, 沈亮, 赵俊渝. 风电增速箱输出级齿轮副疲劳寿命有限元分析 [J]. *重庆大学学报*, 2012, 35(1): 1–6.
LIN T J, SHEN L, ZHAO J Y. Fatigue life finite element analysis of output gear pair of wind turbine speed-increase gearbox [J]. *Journal of Chongqing University*, 2012, 35(1): 1–6.
- [16] JIANG Y, SEHIITOGU H. Modeling of cyclic ratcheting plasticity [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1996, 63(3): 726–733.
- [17] AMITKUMAR C. Local strain approach for fatigue life prediction of coiled tubing with surface defects [D]. Tulsa, OK: The University of Tulsa, 2010.
- [18] PEROZO N, PAZ C A, TEODORIU C, et al. A novel testing facility for coiled tubing fatigue valuation under deep drilling conditions [C]//SPE Western Regional Meeting. Anchorage, AK, 2016.
- [19] 周永霞. 先进技术提高了连续油管钻井能力 [J]. *国外石油机械*, 1996, 7(3): 14–16.
ZHOU Y X. Advanced technology improves the ability of coiled tubing drilling [J]. *Foreign Petroleum Machinery*, 1996, 7(3): 14–16.
- [20] 赵章明. 连续油管工程技术手册 [M]. 北京: 石油工业出版社, 2011: 39–49.
ZHAO Z M. Coiled tubing engineering technical manual [M]. Beijing: Petroleum Industry Press, 2011: 39–49.

Fatigue Life Evaluation of Coiled Tube under Coupled Load of Internal Pressure, Bending and Torsion

ZHOU Hao, LIU Shaohu, GUAN Feng

(*School of Mechanical Engineering, Yangtze University, Jingzhou 434023, China*)

Abstract: It is necessary to evaluate the fatigue life of coiled tube (CT) under the coupled load of internal pressure, bending load and torsion. First, the failure mechanism of low cycle fatigue of CT under coupling loading is analyzed. Based on Brown-Miller fatigue life model, a numerical calculation model of CT fatigue life is established. The low cycle fatigue life of CT under the coupling load of internal pressure and bending load is calculated. And also the low cycle fatigue life of CT under the load of internal pressure, bending load and torsion is calculated. The calculation results show that the maximum plastic strain and fatigue sensitive areas of CT appear on the axial tensile surface and compression surface, which is consistent with the failure of CT on oil field. The critical torque value and internal pressure of CT are obtained by calculation for CT safety service.

Keywords: coiled tube; torsion; plastic deformation; fatigue life; coupling load